

УДК 623.438.32

Борисюк М.Д., Климов В.Ф., Анипко О.Б., Магерамов Л.К.-А., Колбасов А.Н.

**К ВОПРОСУ О ПОВЫШЕНИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ  
ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН**

*Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А.А. Морозова*

С повышением мощности силовых установок военных гусеничных машин неизбежно увеличение тепла, которое необходимо отвести для обеспечения нормального теплового состояния двигателя. Двухтактные двигатели, устанавливаемые на танках украинских разработчиков, характеризуются наличием компрессоров наддувочного воздуха, обеспечивающих рабочий процесс, продувку цилиндров, отвод тепла работу турбины для возврата части мощности, потерянной на привод компрессора.

В то же время энергии выпускных газов достаточно для создания необходимого напора на соплах эжектора системы охлаждения.

Основным направлением для увеличения производительности системы охлаждения может быть увеличение прокачки воздуха через радиаторы системы охлаждения и повышение теплотехнических характеристик собственно радиаторов.

Увеличение производительности радиаторов, как правило, связано с повышением потребляемой мощности либо вентиляторов, либо эжекторов. В случае установки вентиляторной системы охлаждения форсирование может быть проведено увеличением диаметра рабочего колеса либо повышением частоты рабочего колеса.

Изменение потребляемой мощности ( $N_2$ ) в этом случае может быть выражено следующей зависимостью:

$$N_2 = N_1 \frac{j_2}{j_1} \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5,$$

где  $N_1$ ,  $j_1$ ,  $n_1$ ,  $D_1$  – параметры вентилятора в исходном состоянии (мощность, уд. вес воздуха, частота и диаметр рабочего колеса);  $j_2$ ,  $D_2$ ,  $n_2$  – параметры вентилятора при повышении производительности.

Как видно из приведенной зависимости для повышения производительности вентилятора требуется значительное повышение приводной мощности. В то же время производительность при изменении частоты и диаметра рабочего колеса изменяется по следующей зависимости:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3,$$

что несоизмеримо с затратами мощности, изменяющимися по кубической зависимости от частоты и пятой степени при изменении диаметра рабочего колеса.

Форсирование эжектора возможно при значительно меньших энергетических затратах на приращение производительности из-за гораздо большего количества параметров, влияющих на характеристику эжектора.

Полная характеристика эжектора для нестационарного истечения газа через сопловой аппарат может быть представлена в виде следующей зависимости:

$$\frac{\Delta P}{\rho_{Bi}^2 \eta} = \frac{2}{\rho_{Bi} m} + \frac{1 - \zeta_{a\hat{e}}}{\beta_{Bi}^2 m^2} \left( \frac{q}{\sqrt{\Delta}} \right)^2 - \frac{A}{\rho_{Bi}^2 m^2} \left( 1 + \frac{q}{\sqrt{\Delta}} \right)^2$$

где  $\frac{\Delta P}{\eta}$  – безразмерный показатель зависимости разрежения от давления на срезе сопел;  $m$  – масштаб эжектора;  $\zeta_{ex}$  – коэффициент сопротивления;  $q$  – коэффициент эжекции;  $\sqrt{\Delta}$  – температурный коэффициент;  $A$  – коэффициент выравнивания струи. Величины ( $\eta$  и  $m$ ) являются обобщенными координатами, связывающими характеристику эжектора для любых режимов работы двигателя.

На графиках показано как изменяется расход воздуха через радиаторы при двух вариантах форсирования эжектора танка Т-80УД (1).

За счет увеличения противодавления на выпуске (2) и оптимизации выходной диффузорной части эжектора (3).

Величина производительности эжектора определяется точкой пересечения с характеристикой проточной части эжектора.

Так в варианте 3 производительность эжектора увеличилась с 7,2 до 7,85 кг/с, что составляет ~9 %. В то же время снижение действительной мощности на ведущих колесах за счет приращения противодавления составит не более 10...20 л.с. (4...7 %).

Такое увеличение производительности вентиляторов на примере танка Т072 возможно в случае повышения потребляемой мощности на 15...20 %.

Другим не менее важным направлением повышения эффективности системы охлаждения является повышение интенсификации теплообмена в самом радиаторе.

Эффективность радиатора как теплообменного аппарата определяет теплоотдача к воздуху, где сосредоточено наибольшее термическое сопротивление. Коэффициент теплоотдачи к воздуху при естественной конвекции невелик (3...10 Вт/м<sup>2</sup>К), поэтому радиаторы двигателя охлаждаются принудительным прокачиванием через них воздуха. Основной характеристикой радиатора является отводимый им тепловой поток  $Q_p$  (кВт) при данной частоте коленчатого вала и температуре окружающего воздуха  $t_{o,v}$ .

В общем случае

$$Q_p = kF\Delta t,$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{\varphi}{\alpha_{ож}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\varphi}{\alpha_в}},$$

где  $\alpha_{ож}$ ,  $\alpha_в$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны ОЖ и воздуха соответственно;  $\delta$  – толщина стенки трубок,  $\lambda$  – теплопроводимость материала из которого изготавливается радиатор.

Поскольку  $1/\lambda_в$  представляет собой наибольшее из трех термических сопротивлений, то и  $k \approx \alpha_в$ .

С целью повышения отводимого теплового потока со стороны воздуха развивают теплообменную поверхность путем оребрения трубок радиатора.

Строго говоря, развитие поверхности не является методом повышения теплоотдачи. Оребрение увеличивает поверхность со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи, в результате чего повышается теплосъем с теплопередающей поверхности.

Анализ общих закономерностей теплоотдачи развитых поверхностей позволяет оценить эффективность оребрения как средства повышения теплосъема с поверхности

теплообмена. Так называемый приведенный коэффициент теплоотдачи развитой поверхности представляется в виде

$$d_F = d_p \frac{F_p}{F_\Sigma} \cdot \frac{Q_p}{Q_{mp}} + \alpha_{mp} \frac{F_{mp}}{F_\Sigma}$$

где  $\alpha_p$  и  $\alpha_{mp}$  – коэффициенты теплоотдачи ребер и труб соответственно;  $\theta_p$ ;  $\theta_{mp}$  – избыточные температуры;

Определение опытным путем теплоотдачи ребер  $\alpha_p$  и поверхности труб  $\alpha_m$  в каждом отдельном случае крайне затруднено.

Однако, полагая, что  $\alpha_p \approx \alpha_{mp}$  при условии, что  $\alpha_{mp}$  и  $\alpha_p$  не отличается более, чем на 10% и отношение поверхности трубок  $F_{mp}$  к поверхности ребер  $F_p$  – мало, приведенный коэффициент теплоотдачи можно представить в виде

$$\alpha_F = E_p d_p = \left[ 1 - \frac{F_p}{F_\Sigma} (1 - \eta_p) \right] \alpha_p.$$

Теплоотдача от развитой поверхности к воздушному потоку существенно зависит от конструкции оребрения и характеризуется эффективностью (КПД) ребра. Эффективность ребра определяется как отношение количества теплоты, которые отдает ребро. К количеству теплоты, которое отдавало это ребро, если бы оно было изотермическим и имело температуру его основания:

$$\eta_p = \frac{th(m^2 b)}{m^2 b},$$

где  $m^2 = 2\eta_p (\lambda_p \delta_p) = 2Bi \cdot \delta_p^{-2}$ .

Величина  $\eta_p$  имеет максимальное значение  $\eta_{p \max} = 1$  при  $(2Bi)^{1/2} b / \delta_p \rightarrow 0$ , что возможно, если  $\lambda_p \rightarrow \infty$ , т.е.  $Bi \rightarrow 0$ .

В процессе теплопередачи в элементах оребрения возникает температурный градиент, что приводит к снижению эффективности ребра и значение общей эффективности ребристой поверхности  $E_p$  становится меньше единицы.

Эффективность ребра  $\eta_p$  может быть представлена в виде отношения тепловых потоков.

Однако во всех случаях для определения  $\eta_p$  необходимо располагать данными о конвективной теплоотдаче поверхности ребер  $d_p$ , а также данными о неравномерности распределения теплоотдачи, которая учитывается коэффициентом  $\varphi = f(R_e; Bi; \alpha_p / \lambda_{mp})$ . С учетом этого приведенный коэффициент теплоотдачи определится как

$$\alpha_F = \varphi E_p \alpha_p$$

В общем случае  $\alpha_p$  развитой поверхности зависит от конкретного типа оребрения.

Разность температур  $\Delta t$  определяется температурами ОЖ на входе и выходе из радиатора и температурой наружного воздуха. Целесообразно производить расчет радиатора при худших условиях, т.е. при максимальной температуре наружного воздуха.

Расход воздуха  $Y$ , прокачиваемого через радиатор и мощность  $N_Y$ , затрачиваемая на это. Учитывая то, что температура наружного воздуха является природной атмосферной величиной, то управляющим воздействием на теплоотвод от радиатора к воздуху является расход последнего. При принудительном движении мощность, затрачиваемая на прокачивание воздуха определится как

$$N_Y = \Delta P \cdot Y,$$

где  $\Delta P$  – аэродинамическое сопротивление

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho w^2}{2},$$

где  $\zeta$  – коэффициент сопротивления, а  $w$  – средняя по сечению потока скорость.

Масса и объем радиатора являются традиционными характеристиками. Однако, следует отметить, что при разработке радиатора и других элементов ВГМ предпочтительно снижать объем, чем массу. Это связано с тем, что забронированное пространство образуется внешними очертаниями корпуса, и чем меньше образуемый броней объем, тем меньше ее масса.

Компактность поверхности – отношение площади теплопередающей поверхности к занимаемому ее объему.

Кроме перечисленных применяют ряд удельных показателей, таких как удельная мощность, затрачиваемая на прокачивание теплоносителя  $\text{м}^3/\text{с}/\text{кВт}$ , отношение затрачиваемой мощности к отводимому тепловому потоку  $\text{Вт}/\text{кВт}$ ; удельная масса, объем и другие.

#### Выводы

1. С повышением мощности силовых установок военных гусеничных машин неизбежно увеличение количества тепла, выделяемого двигателем в систему охлаждения. Для 2-х тактных двигателей с турбонаддувом наиболее рациональным является оптимизация эжектора для увеличения его производительности.

2. Вторым направлением в повышении интенсификации теплообмена является совершенствование радиаторов в направлении увеличения поверхности теплообмена за счет установки дополнительных ребер, увеличение объема и компактности.

#### Литература

1. "Теория и конструкция танков" под ред. П.П. Исакова, Машиностроение, Москва, т-4, 326 с.
2. Справочник по воздуходушным и газодушным машинам; М.Д.Сидоров, Машгиз, М, 1962, 257 с.

УДК 623.438.32

Борисюк М.Д., Клімов В.Ф., Аніпко О.Б., Магерамов Л.К.-А., Колбасов О.М.

### **ДО ПИТАННЯ ПРО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН**

В статті подані основні напрямки підвищення витрат повітря через радіатори системи охолодження у разі підвищення потужності силової установки.